

УДК 621.822.1 + 621.431.75

АКТУАЛЬНЫЕ ПРОБЛЕМЫ НАДЁЖНОСТИ УЗЛОВ ТРЕНИЯ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

© 2015 Е. Ф. Паровай¹, И. Д. Ибатуллин²

¹Самарский государственный аэрокосмический университет
имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

²Самарский государственный технический университет

Эксплуатация подшипниковых и уплотнительных узлов газотурбинных двигателей связана с неблагоприятным явлением изнашивания рабочих поверхностей трущихся деталей. Режиму граничного трения, возникающему при пуске – останове и экстремальных режимах работы двигателя, свойственны высокие значения коэффициента трения и повреждение поверхностей в зонах касания пар трения. При этом происходит накопление повреждений, изнашивание и изменение геометрии поверхностей трения, что ведёт к ухудшению эксплуатационных свойств изделия и возникновению функционального отказа. При этом в подшипниках и уплотнениях роторов турбомашин требования к постоянству геометрии являются очень жёсткими, так как любое нежелательное изменение формы или размера рабочего зазора ведёт к снижению КПД узла и двигателя в целом. Помимо режима граничного трения эффективность работы подшипниковых и уплотнительных узлов снижают потери мощности на трения, повышающиеся при неоптимальном режиме работы узла, в том числе при неправильном выборе смазочного материала и режиме турбулентного течения в рабочем зазоре. Ряд данных проблем решается изменением формы рабочих поверхностей, использованием специальных материалов, перспективных покрытий, а также своевременным контролем чистоты используемой смазки.

Износ, покрытие, сегментный подшипник скольжения, требования надёжности, уплотнение.

doi: 10.18287/2412-7329-2015-14-3-375-383

Введение

Выполнение постоянно ужесточающихся требований к характеристикам газотурбинных двигателей (ГТД) невозможно без обеспечения надёжной работы подшипниковых и уплотнительных узлов. Современные подшипники и уплотнения ГТД работают в схожих с точки зрения трибологии условиях:

- высокие скорости вращения;
- высокие температуры рабочего тела;
- режимы граничного и жидкостного трения, обуславливающие различные типы износа рабочих поверхностей.

Таким образом, требования надёжности данных узлов укрупнённо можно разделить на следующие:

1. Допустимый для назначенного ресурса износ (абразивный, эрозионный, коррозионный, кавитационный), имеющий место при жидкостном трении при работе на основных эксплуатационных режимах.

2. Работоспособность и допустимый

для назначенного ресурса контактный износ на режимах запуска и останова двигателя (на режиме граничного трения).

3. Сохранение работоспособности в экстремальных аварийных ситуациях при повышенных нагрузках, ограниченном маслоснабжении, расцентровке и т.д.

Эффективность узлов трения ГТД определяется их ресурсными характеристиками, экономичностью, технологичностью и функциональными возможностями. Основной тенденцией совершенствования данных узлов, в первую очередь, является снижение трения. Обеспечение высоких показателей эффективности в условиях выхода двигателестроения на более высокие скорости вращения роторов подразумевает решение задач надёжности при повышенных динамических нагрузках.

Анализ последних технических разработок в области уплотнительных систем и подшипниковых узлов позволил выделить главные направления их развития:

1. Поиск перспективных конструкторских и технологических решений.

2. Обеспечение гидродинамического режима смазки.

3. Применение радиально-торцовых контактных уплотнений (РТКУ) повышенной эффективности (герметичность, высокий ресурс).

4. Использование самоустанавливающихся сегментных подшипников скольжения как решение целого ряда проблем, связанных с эксплуатацией подшипников традиционных конструкций [1].

5. Комплексный подход к проектированию, при этом техническое решение перспективных высокоэффективных узлов трения должно включать выбор оптимальной конструкции, геометрических размеров, используемых материалов, рабочего тела (типа смазки), требований к качеству изготовления подшипника или

уплотнения и масляной / воздушной системы двигателя.

Повышение надёжности узлов трения

Изнашивание рабочих поверхностей подшипников и уплотнений происходит на всех режимах работы двигателя. На рис.1 показана схема развития функционального отказа, возникающего в процессе износа трущихся деталей. Данная схема позволяет сформировать комплекс мероприятий по повышению надёжности уплотнительных и подшипниковых узлов. Для повышения ресурсных характеристик подшипника и уплотнения требуется подавить активность процессов развития повреждаемости, указанных на схеме.



Рис. 1. Схема развития функционального отказа

Важно отметить, что чем выше процесс находится в цепочке развития повреждаемости, тем более эффективными являются мероприятия по управлению ресурсными характеристиками узла.

Режимы повышенных нагрузок

Запуск–останов двигателя характеризуется повышенными нагрузками на узлы трения при малой частоте вращения

ротора. Помимо запуска – останова экстремальные нагрузки на подшипники и уплотнения роторов ГТД возникают при выполнении самолётом фигур высшего пилотажа (военная авиация) и при возникновении нерасчётных режимов работы. При работе в таких условиях обеспечение запаса надёжности сводится к преодолению негативного влияния граничного трения, которому свойственны высокие значения коэффициента трения. Рост потерь на трение форсирует нагрев рабочих поверхностей, а затем и всего узла. Накопление повреждений, вызванных граничным трением, приводит к интенсивному изнашиванию контактирующих поверхностей.

Таким образом, можно выделить основные негативные последствия граничного трения в подшипниках и уплотнениях ГТД:

- повреждение поверхностей в зонах касания;
- повышенная скорость изнашивания поверхностей трения;
- повышенный фрикционный разогрев;
- загрязнение узла продуктами разложения смазочного масла.

Очевидно, что сокращение числа циклов запуска (останова и длительности экстремальных режимов) для эксплуатируемого ГТД в большинстве случаев невозможно. Таким образом, негативное влияние граничного трения в ГТД можно ослабить только за счёт конструктивно-технологических мер:

- подбор материалов;
- подбор покрытий;
- современные конструкторские решения.

В качестве примера перспективного конструкторского решения можно привести *сегментный гидродинамический подшипник*. Высокая несущая способность подшипника и оптимальная эпюра давлений достигаются за счёт наличия гибких вкладышей, либо вкладышей, закреплённых на подвижных шарнирах, что

позволяет им самоустанавливаться. Такой подшипник может функционировать при высоких частотах вращения, а высокая эффективность работы обеспечивается гидродинамическим слоем смазки.

Одним из эффективных конструктивных решений в области сегментных подшипников скольжения является расточка вкладышей в радиус вала, благодаря которой функционирование подшипника на режиме граничного трения может быть сведено к минимуму ввиду обеспечения практически мгновенного выхода на клин (всплывания вала) на режимах пуска – останова двигателя. В результате расточки вкладышей подшипника в радиус вала жидкостное трение реализуется сразу с началом вращения, поскольку в гидроклине сразу реализуется полноценная наполненная эпюра давлений. В традиционных подшипниках из-за различной кривизны поверхностей скольжения «выход на клин» происходит при условии возможности реализации гидроклина с толщиной $H_{\min} > 5 \dots 10$ мкм. В противном случае подшипник работает в режиме полужидкостного контактного трения, экстремальном для сохранения целостности подшипника – это определяет пониженную несущую способность традиционных подшипников скольжения. Схема работы и эпюры давлений при запуске (раскрутке) ротора для различных типов подшипников показаны на рис. 2.

Решение применить подшипник с ограниченным маслоснабжением (отсутствием «масляной ванны» / условием «сухого картера») является следствием постоянно повышающихся требований к экономичности, экологичности и многоцелевой эффективности ГТД. Масляное голодание характеризуется низкими значениями минимальной толщины рабочего зазора (до 10 мкм в зависимости от типа смазки) [2]. В этом случае для повышения ресурсных характеристик узла трения необходимо снизить влияние трибологических процессов, происходящих в двигателе, в особенности в период запуска и останова, а также на форсированных режи-

мах работы. Основным является вопрос о том, каким образом снизить негативное влияние граничного трения для условий недостаточного маслоснабжения узла трения (величин рабочего зазора – слоя смазки в несколько микрон).

Функциональная приработка рабочих поверхностей перспективных подшипников скольжения. Реальная несущая

способность («выход на клин») сегментных подшипников скольжения с расточкой вкладышей в радиус вала определяется погрешностями при изготовлении поверхностей скольжения, включающими несоответствие радиусов кривизны вкладышей и вала, погрешности формы и шероховатость поверхностей скольжения.

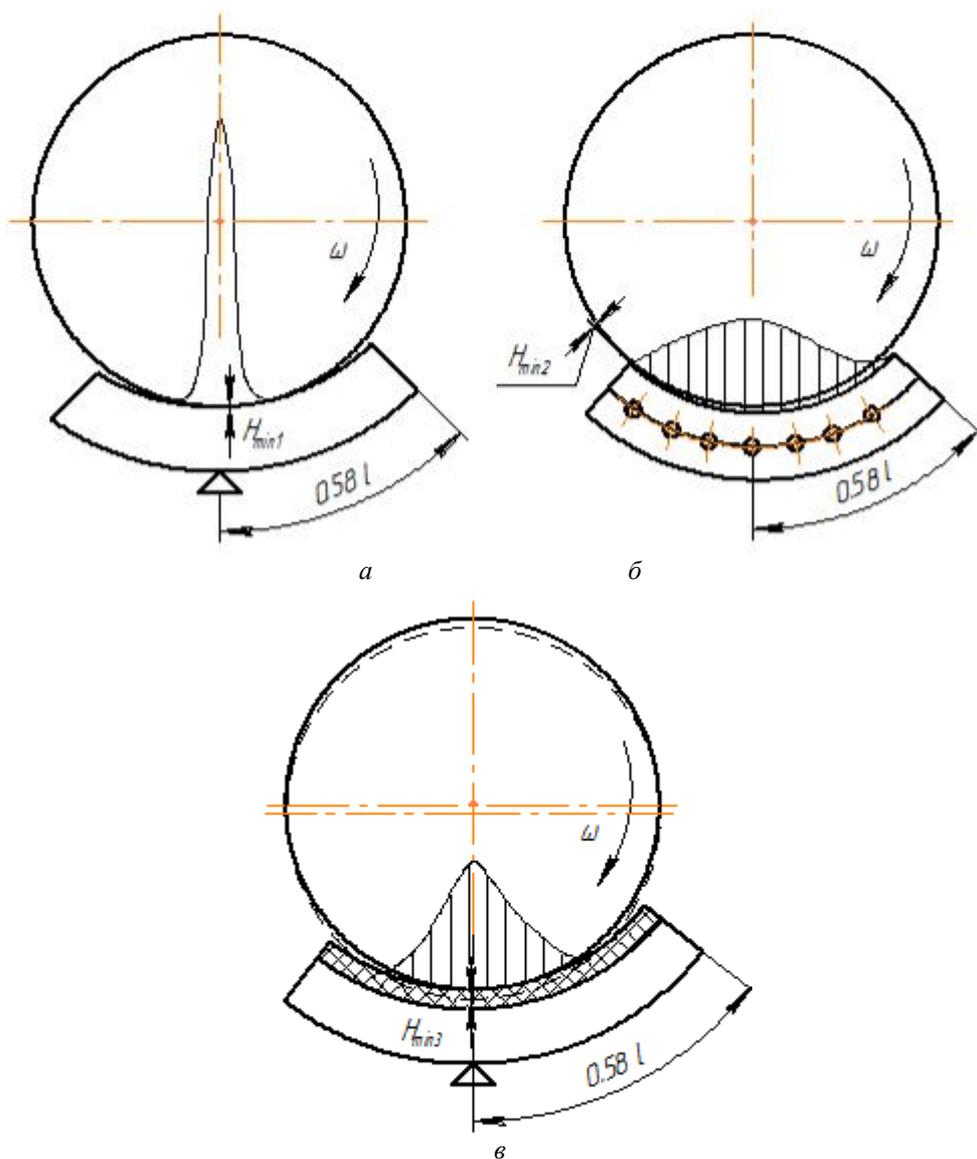


Рис. 2. Эпюры давлений при запуске для различных типов подшипников (точка крепления вкладыша к шарниру $0,58l$, где l – длина вкладыша) с аксиальной расточкой вкладышей (традиционный) (а), с расточкой вкладышей в радиус вала (б), эластогидродинамического подшипника (в)

В процессе эксплуатации таких подшипников происходит функциональная приработка поверхностей вкладышей к поверхности вала, в результате которой

«выход на клин» реализуется при толщинах гидроклина, измеряемых долями микрона. В таком подшипнике контактное трение поверхностей скольжения имеет

место только при самых низких окружных скоростях. Это снижает требования к антифрикционным свойствам материала поверхностей скольжения, что расширяет возможности использования материалов с другими высокими качествами (конструкционные, технологичные, эрозионно-стойкие).

В случае расточки рабочих поверхностей вкладышей подшипника в радиус вала (и обязательном при этом силовом замыкании рабочего зазора) переход на режим жидкостного трения происходит при минимальной величине рабочего зазора $H_{\min} \sim 1$ мкм и запас по несущей способности при назначенных выше значениях $|H_{\min}|$ оказывается более чем достаточным:

$$k = \frac{W_{\text{экстр}}}{W_{\text{ном}}} = \frac{|H_{\min}|^2}{(< 1\text{мкм})^2} > 100,$$

где k – запас по несущей способности подшипника; $W_{\text{экстр}}$ – несущая способность при экстремальных условиях работы подшипника; $W_{\text{ном}}$ – несущая способность при номинальном режиме работы. Для сравнения: в традиционных опорных сегментных подшипниках с жёстким шарнирным опиранием и аксиальной расточкой вкладышей значение $|H_{\min}| = 15$ мкм не является достаточным. Для своевременного выхода на режим жидкостного трения и обеспечения достаточного запаса несущей способности для таких подшипников оправданным представляется значение $|H_{\min}| = 30$ мкм.

Нормальные эксплуатационные режимы

При правильном проектировании подшипникового и уплотнительного узлов потери мощности на трение являются определяющими и приводят к потерям рабочего тела. Следствием неоправданно высоких потерь мощности на трение являются повышенный потребный расход масла / воздуха / газовой смеси и преждевременное старение (окисление) масла.

Вследствие излишнего трения возникает необходимость отвода тепла. Тепловые эффекты и шероховатость рабочих поверхностей значительно влияют на эксплуатационные характеристики пар трения. Важным является и обеспечение допустимого для назначенного ресурса износа, имеющего место при жидкостном трении (абразивный, эрозионный, коррозионный, кавитационный) при работе на основных режимах.

Конструктивные меры по снижению трения. Повышение эффективности работы подшипниковых и уплотнительных узлов может быть достигнуто за счёт текстурирования рабочих поверхностей, которое позволяет снизить трение, возникающее в контакте. Немецким исследователям Д. Брауну и К. Грейнеру удалось снизить трение в модельном подшипнике скольжения на 80 % путём текстурирования рабочих поверхностей (для некоторых скоростей скольжения, при оптимальном диаметре канавок, нанесённых на рабочую поверхность) [3]. Наличие микроуглублений на рабочих поверхностях ведёт к снижению трения, которое, в свою очередь, существенно зависит от температуры масла. В настоящее время текстурирование успешно применяется для повышения трибологических свойств РТКУ – на рабочие поверхности наносятся микроканавки специальной формы, способствующие существенному снижению трения в уплотнении.

Конструктивные меры по снижению трения в упорных подшипниках скольжения. Главным мероприятием, устраняющим саму причину контактного износа упорных подшипников скольжения, является повышение эффективности выравнивающего устройства, которое предназначено для устранения дополнительных нагрузок, возникающих во вкладышах подшипника в связи с взаимными перекосами несущих поверхностей. Однако в связи с невозможностью создания идеального выравнивающего устройства возникает необходимость повышения запаса несущей способности вкладышей.

Покрyтия. Если избежать граничного трения на высоких режимах невозможно, то сохранить работоспособность подшипника могут высокие антифрикционные свойства покрытий, такие как низкий коэффициент трения, высокая теплопроводность, термостойкость, контактная износостойкость. Таким комплексом свойств обладают, например, металлофторопластовые покрытия. Более того, их высокие антифрикционные свойства полезны при значительных динамических перекосах и нарушении маслоснабжения вкладышей, что особенно важно для условий «сухого картера» и в случае экстремальных ситуаций (отказ маслосистемы, ошибки при проектировании маслосистемы и самого подшипника). Высокими антифрикционными свойствами, плохой адгезией к загрязнениям и стабильной работой в условиях высоких температур обладают наноструктурированные беспористые хром-алмазные покрытия, например, градиентные антифрикционные антизадирные серебряно-алмазные покрытия. Серебро обладает низким коэффициентом трения, высокой теплопроводностью, обеспечивая качественное отведение тепла из зоны контакта, а также свойством самосмазываемости (твёрдая смазка) [4]. В качестве достойного аналога по самосмазываемости серебряным покрытиям служит специальный антифрикционный материал фирмы BELZONA.

Турбулентность и кавитация. Турбулентное течение в гидроклине свойственно для подшипников, работающих на воде и на маслах с низкой динамической вязкостью μ . С ростом турбулентности резко увеличивается гидравлическое сопротивление в клине, что ведёт к росту энергетических потерь в подшипнике и росту температуры смазки. Однако основным негативным следствием турбулентности представляется повышенный износ рабочих поверхностей подшипника и вала.

Возможны два механизма интенсивного износа при турбулентности:

- абразивная эрозия;
- кавитационная эрозия.

Эрозия абразивными микрочастичами, меньшими по размеру толщины гидроклина, при ламинарном течении минимальна, поскольку частицы движутся параллельно стенкам и потоку. При этом отсутствует какая-либо сила, прижимающая частицу к стенке, что могло бы привести к повреждению рабочей поверхности абразивной частицей. При интенсивном турбулентном течении имеет место столкновение абразивных микрочастиц с рабочей поверхностью, при этом происходит эрозионный износ поверхности, механизм которого аналогичен механизму гидropескоструйной обработки. В случае невозможности исключения интенсивной турбулентности (например, в упорном подшипнике паровой турбины, где окружная скорость достигает 125 м/с) при выборе материала для рабочих поверхностей подшипника предпочтительнее материалы с высокими антиэрозионными свойствами (высокой твёрдостью), при этом их антифрикционные свойства имеют второстепенное значение.

Кавитация в гидроклине имеет место в том случае, когда давление в некоторых участках потока снижается до давления, близкого давлению насыщения паров [5]. В общем случае образование зон с достаточно низким давлением возможно при интенсивном турбулентном течении жидкости. В частном случае, когда давление окружающей среды близко к давлению насыщения паров, кавитация возможна и при ламинарном течении – такие условия имеются, например, в опорах компрессоров холодильников и турбонасосных агрегатов. Кавитационная эрозия возникает при достаточно «жёсткой» высокоэнергетической кавитации, которая связывается с интенсивной турбулентностью и высоким давлением в гидроклине.

Наличие и интенсивность кавитационной эрозии существенно зависит от материала подшипника и вала. Наибольшей стойкостью к кавитационной эрозии

обладает алюминиевая бронза, являющаяся при этом хорошим антифрикционным материалом. Относительно материала вала или упорного гребня конкретная информация отсутствует – известно, что высоким сопротивлением кавитационной эрозии обладают нержавеющие мартенситные стали.

Подбор смазочных материалов

Для защиты контактной пары в условиях граничного и жидкостного трения необходимо применение качественных смазочных материалов, характеризующихся:

- отсутствием механических примесей;
- достаточными антифрикционными и антизадирными свойствами, вязкостью смазки;
- гарантированными показателями качества.

Традиционно принятая тонкость очистки масла в авиационных ГТД составляет: 10 мкм – при заправке масло-системы; 16 мкм – внутри масло-системы перед подачей масла потребителю.

Важнейшей характеристикой состояния смазки, наряду с чистотой, являются *антифрикционные свойства*, которые указывают на способность масла защищать рабочие поверхности в условиях граничного и жидкостного трения.

Важно отметить, что при эксплуатации двигателя антифрикционные присадки в масле постепенно вырабатываются, что говорит о том, что необходимость обеспечения постоянного контроля масла по всем значимым параметрам становится необходимым условием обеспечения работоспособности узла трения. Следствием недостатка антифрикционных присадок является возможность разрыва смазывающей плёнки, который приводит к резкому увеличению коэффициента трения (частичному переходу на режим граничного трения). В этом случае вероятен перегрев смазки и трущихся деталей, а

также закоксовывание рабочих поверхностей.

Основные мероприятия по обеспечению качества используемых смазочных материалов:

- оперативный контроль чистоты;
- фильтрация;
- контроль температуры;
- контроль вязкости;
- контроль антифрикционных свойств смазки;
- контроль антизадирных свойств смазки.

Правильный выбор смазывающего материала особенно важен для подшипников скольжения. Сегментные гидродинамические подшипники с упругим подвесом вкладышей и расточкой вкладышей в радиус вала обладают повышенной несущей способностью, при которой обеспечивается переход на жидкостное трение при самых низких частотах вращения и практически неограниченный запас по несущей способности на рабочих частотах вращения при малых толщинах масляного клина. Эти характеристики достижимы при вязкости, которой обладает вода или синтетические авиационные масла. В связи с малой вязкостью малы потери на жидкостное трение и малый расход через подшипник оказывается достаточным для обеспечения теплоотвода. Силовое замыкание рабочего зазора ненагруженных вкладышей позволяет устранить турбулентное течение в масляном клине. В случае использования в таких подшипниках вязких минеральных масел типа ТП-22 существенно возрастают потери на трение, что ведёт к необходимости многократного увеличения расхода масла для обеспечения теплоотвода. Минеральные масла не допускают значительного перегрева, поэтому их теплопередающие свойства ограничены. При рассмотрении вопроса о выборе оптимальной смазки выявляется ещё одно преимущество подшипников с упругим беззазорным подвесом вкладышей, расточенных в радиус вала. Они способны при скоростях и нагрузках,

свойственных ГТД, работать на авиационном масле (или воде) с малой вязкостью, что значительно (пропорционально μ) снижает потери на трение и потребный для теплоотвода расход масла. Для работоспособности подшипника при граничном и полужидкостном трении важное значение имеет смазочная способность («маслянистость») масла. Вода имеет низкие смазочные свойства и для подшипников, работающих на воде, безальтернативными являются конструкции с расточкой вкладышей в радиус вала, обеспечивающие «выход на клин» при минимальных окружных скоростях.

Заключение

В работе на основе построения и анализа схемы развития процесса повреждения уплотнительных и подшипниковых узлов обозначены актуальные вопросы надёжности узлов трения и представлены их возможные решения, в которых заложен потенциал дальнейшего совершенствования.

Обозначенные проблемы узлов трения ГТД:

– трение на форсированных режимах работы двигателя и режим граничного трения на малых оборотах;

– потери мощности на трение, вызванные, в том числе, турбулентностью и кавитацией рабочего тела;

– выбор смазывающего материала и постоянный контроль параметров смазки.

Меры по решению данных проблем включают:

– конструктивные новшества, в том числе текстурирование рабочих поверхностей пар трения;

– использование перспективных антифрикционных покрытий;

– правильный выбор смазывающего материала.

Помимо рассмотренных мер эффективными являются:

– разработка и использование средств оперативной диагностики качества масла;

– создание оборудования для проведения триботехнических испытаний.

Работа выполнена при финансовой поддержке Правительства Российской Федерации (Минобрнауки) на основании Постановления №218 от 09.04.2010 (шифр темы 2013-218-04-4777).

Библиографический список

1. Dimond T., Younan A., Allaire P. A Review of Tilting Pad Bearing Theory // *International Journal of Rotating Machinery*. 2011. V. 2011. 23 p. doi:10.1155/2011/908469.

2. Паровой Е.Ф. Проектирование малорасходных подшипников скольжения роторов турбомашин // *Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета*. 2014. № 5(47), ч. 2. С. 75-81.

3. Braun D., Greiner, C., Schneider J.,

Gumbusch P. Efficiency of laser surface texturing in the reduction of friction under mixed lubrication // *Tribology International*. 2014. V. 77. P. 142–147. doi.org/10.1016/j.triboint.2014.04.012

4. Gallyamov A.R., Ibatullin I.D. New technology, properties and application of nanostructured antifriction electrochemical coatings // *Life Science Journal*. 2014. V. 11, Iss. 12s. P. 586-591.

5. Пирсол И. Кавитация. М.: Мир, 1975. 96 с.

Информация об авторах

Паровой Елена Фёдоровна, аспирант, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail:

selena_pa@mail.ru. Область научных интересов: подшипники скольжения, смазка, вычислительная гидродинамика.

Ибатуллин Ильдар Дугласович, доктор технических наук, профессор ка-

федры «Технология машиностроения», антифрикционные покрытия, надёжность Самарский государственный технический технологических, энергетических и университет. E-mail: tribo@rambler.ru. Об- транспортных машин. ласть научных интересов: трение и износ,

TOPICAL ISSUES OF GAS TURBINE ENGINE FRICTION UNIT RELIABILITY

© 2015 Ye. F. Parovay¹, I. D. Ibatullin²

¹ Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation

² Samara State Technical University, Samara, Russian Federation

Operation of bearings and seals of gas turbine engines (GTE) is associated with adverse wear effects of friction parts. Boundary friction occurring in startup - shutdown and extreme engine operating modes is characterized by high values of the friction ratio and damage of friction surfaces in the contact zone. This results in damage accumulation, wear and changes in the geometry of the friction surfaces, which leads to degraded performance properties of the product and functional failure. In this case the requirements for fixed geometry in turbomachinery bearings and seals are very strong, since any undesirable change in the shape or size of the working gap leads to a decrease in unit efficiency and engine efficiency as a whole. In addition to the boundary friction regime, the efficiency of bearing and sealing units is decreased due to power friction losses. These losses are always present in friction units, but they can have a significant effect on the unit performance in off-optimum operation (including the turbulent flow regime in the working gap and the wrong choice of lubricant). Some of these problems are solved constructively by changes in the shape of working surfaces, use of special materials and advanced coatings, as well as timely control of the lubricant purity.

Wear, coating, segmental journal bearings, requirements of reliability, seal.

References

1. Dimond T., Younan A., Allaire P. A Review of Tilting Pad Bearing Theory. *International Journal of Rotating Machinery*. 2011. V. 2011. 23 p. doi:10.1155/2011/908469.
2. Parovay Ye.F. Designing of low-rate journal bearings for turbomachinery rotors. *Vestnik of the Samara State Aerospace University*. 2014. No. 5(47), part 2. P. 75–81. (In Russ).
3. Braun D., Greiner, C., Schneider J., Gumbsch P. Efficiency of laser surface texturing in the reduction of friction under mixed lubrication. *Tribology International*. 2014. V. 77. P. 142–147. doi.org/ 10.1016/j.triboint.2014.04.012
4. Gallyamov A.R., Ibatullin I.D. New technology, properties and application of nanostructured antifriction electrochemical coatings. *Life Science Journal*. 2014. V. 11, Iss. 12s. P. 586-591.
5. Pirsol I. *Kavitatsiya* [Cavitation]. Moscow: Mir Publ., 1975. 96 p.

About the authors

Parovay Elena Fedorovna, postgraduate student of the Department of Aircraft Engine Design, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: selena_pa@mail.ru. Area of Research: journal bearings, lubrication, CFD.

Ibatullin Il'dar Duglasovich, Doctor of Science (Engineering), Professor, Samara State Technical University, Samara, Russian Federation. E-mail: tribo@rambler.ru. Area of Research: friction and wear, anti-friction coatings, reliability of technological, energy-converting and transport machines.